

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2001112114
PUBLICATION DATE : 20-04-01

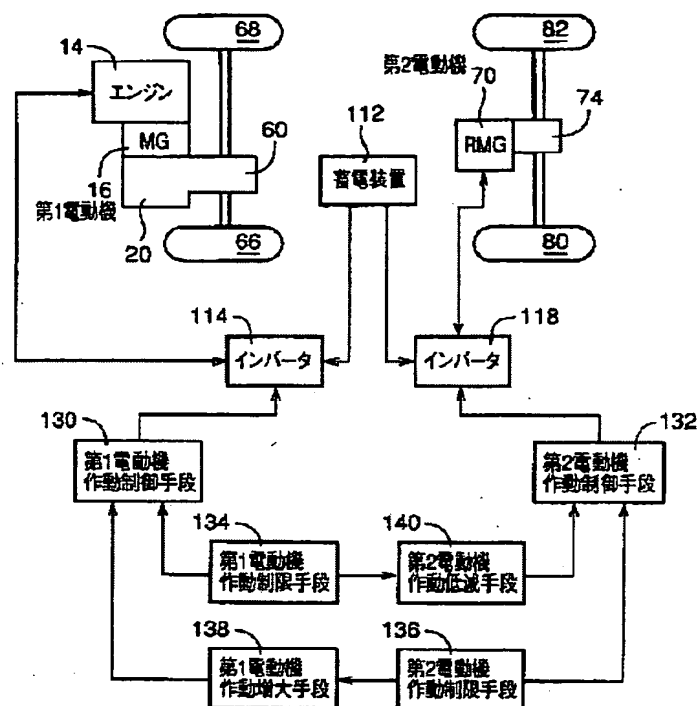
APPLICATION DATE : 08-10-99
APPLICATION NUMBER : 11287932

APPLICANT : TOYOTA MOTOR CORP;

INVENTOR : MIKAMI TSUYOSHI:

INT.CL. : B60L 11/14 B60K 1/02 B60K 17/04
B60L 7/10 B60L 7/24 F02D 29/06 //
B60K 6/02

TITLE : FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE AND
CONTROLLER FOR THE VEHICLE



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a four-wheel drive vehicle and its controller, which can realize proper drive force distribution of the vehicle and keep travel stability, even if the operation of one of a 1st motor driving front wheels and a 2nd motor driving rear wheels is limited.

SOLUTION: The drive force balance of a four-wheel drive vehicle can be considered and the travel stability of the vehicle can be kept, because the mutual relation between the thermal rating of an MG 16 (1st motor), and the thermal rating of an RMG 70 (2nd motor) is at a specific state, for instance the thermal rating of the MG 16 is higher than the thermal rating of the RMG 70. When the operation of the RMG 70 is limited (a driven operation is limited or a regeneration operation is limited) by a 2nd motor operation limiting means 136, the operation (drive operation or regeneration operation) of the MG 16 is amplified by a 1st motor operation amplification means 138. When the operation of the MG 16 is limited by a 1st motor operation limiting means 134, the operation of the RMG 70 is reduced, in order to make the sharing ratio between the front wheels and rear wheels to be a target sharing ratio by a motor output reducing means 140.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

THIS PAGE LEFT BLANK

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-112114

(P2001-112114A)

(43) 公開日 平成13年4月20日 (2001. 4. 20)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード [*] (参考)
B 6 0 L 11/14		B 6 0 L 11/14	3 D 0 3 5
B 6 0 K 1/02		B 6 0 K 1/02	3 D 0 3 9
17/04		17/04	G 3 G 0 9 3
B 6 0 L 7/10		B 6 0 L 7/10	5 H 1 1 5
7/24		7/24	Z
審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 14 頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願平11-287932

(22) 出願日 平成11年10月8日 (1999. 10. 8)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 三上 強

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100085361

弁理士 池田 治幸 (外2名)

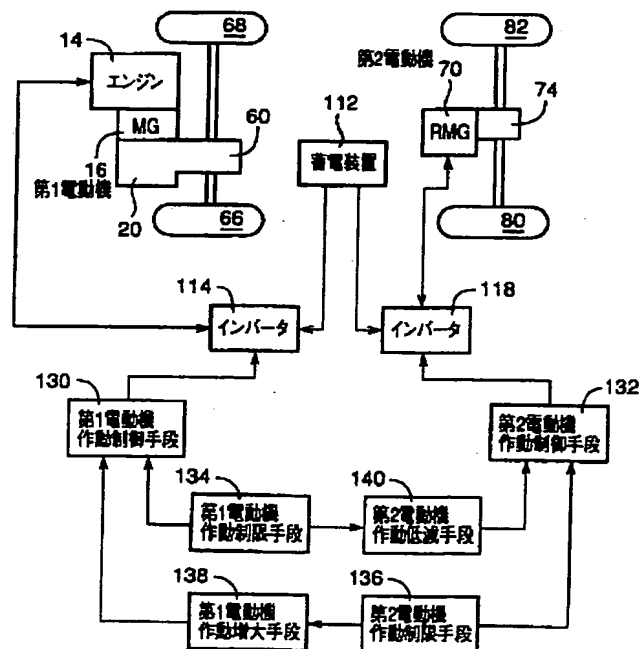
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 前後輪駆動車両およびその制御装置

(57) 【要約】

【課題】 前輪を駆動する第1電動機および後輪を駆動する第2電動機のいずれかの作動が制限されたとしても、車両の駆動力配分が得られて走行安定性が保持される前後輪駆動車両およびその制御装置を提供する。

【解決手段】 MG 16 (第1電動機) と RMG 70 (第2電動機) との熱定格の相互関係が特定の状態、たとえば MG 16 の熱定格が RMG 70 の熱定格よりも高くされたものであるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることができ、走行安定性が保持されることができる。また、第2電動機作動制限手段 136 による RMG 70 の作動制限時 (駆動作動制限時或いは回生作動制限時) には、第1電動機作動増大手段 138 により MG 16 の作動 (駆動作動或いは回生作動) が増大させられる。また、第1電動機作動制限手段 134 による MG 16 の作動制限時において、第2電動機出力低減手段 140 により前後輪の分配比を目標分配比とするために RMG 70 の作動が低減せられる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 前輪を駆動するための第 1 電動機と、後輪を駆動するための第 2 電動機とを備えた前後輪駆動車両であって、前記第 1 電動機と前記第 2 電動機とにおいてそれらの熱定格の相互関係が特定の状態とされていることを特徴とする前後輪駆動車両。

【請求項 2】 前記第 1 電動機の熱定格が前記第 2 電動機の熱定格よりも高くされたものである請求項 1 の前後輪駆動車両。

【請求項 3】 前輪を駆動するための第 1 電動機と、後輪を駆動するための第 2 電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、前記第 2 電動機の作動制限時において前記第 1 電動機の作動を増大させる第 1 電動機作動増大手段を有することを特徴とする前後輪駆動車両の制御装置。

【請求項 4】 前記第 1 電動機の熱定格が前記第 2 電動機の熱定格よりも高くされたものである請求項 3 の前後輪駆動車両の制御装置。

【請求項 5】 前輪を駆動するための第 1 電動機と、後輪を駆動するための第 2 電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、前記第 1 電動機の作動制限時において、前後輪の駆動力または制動力の分配比を予め定められた目標分配比とするために前記第 2 電動機の作動を低減する第 2 電動機作動低減手段を有することを特徴とする前後輪駆動車両の制御装置。

【請求項 6】 前記第 1 電動機の熱定格が前記第 2 電動機の熱定格よりも高くされたものである請求項 5 の前後輪駆動車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、前輪および後輪の一方を駆動する第 1 電動機と、他方を駆動する第 2 電動機とを有する車両において、その第 1 電動機および第 2 電動機とそれを制御する制御装置とに関するものである。

【0002】

【従来の技術】車輪を駆動するために複数の電動機を備える形式の 4 輪駆動車両が知られている。このような 4 輪駆動車両は、各電動機の温度が高くなるに伴って、その温度が高くなった電動機の駆動力を低減して電動機を保護するようにして 4 輪駆動車両の制御装置が提案されている。たとえば、特開平 3-203502 号公報に記載されたものがそれである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記従来の 4 輪駆動車両の制御装置によれば、温度上昇による電動機出力の低減のために、車両全体としての駆動力配分を考慮していないため、電動機の出力が制限されると、駆

動力配分のバランスがくずれて車両挙動すなわち走行安定性に影響が出るおそれがあった。

【0004】本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、前輪を駆動するための第 1 電動機および後輪を駆動するための第 2 電動機のいずれかの作動が制限されたとしても車両の駆動力配分が得られて走行安定性が保持される前後輪駆動車両およびその制御装置を提供することにある。

【0005】

10 【課題を解決するための第 1 の手段】かかる目的を達成するための第 1 発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第 1 電動機と、後輪を駆動するための第 2 電動機とを備えた前後輪駆動車両であって、前記第 1 電動機と前記第 2 電動機とにおいてそれらの熱定格の相互関係が特定の状態とされていることにある。

【0006】

20 【第 1 発明の効果】このようにすれば、第 1 電動機と第 2 電動機との熱定格の相互関係が特定の状態とされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることができ、走行安定性が保持されることができる。

【0007】

【第 1 発明の他の態様】ここで、好適には、前記第 1 電動機の熱定格が前記第 2 電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第 2 電動機の熱定格が前輪を駆動する第 1 電動機の熱定格よりも低い場合、後輪側の第 2 電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

30 【0008】

【課題を解決するための第 2 の手段】また、前記目的を達成するための第 2 発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第 1 電動機と、後輪を駆動するための第 2 電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、その第 2 電動機の作動制限時において前記第 1 電動機の作動を増大させる第 1 電動機作動増大手段を有することにある。

【0009】

40 【第 2 発明の効果】このようにすれば、後輪を駆動するための第 2 電動機の作動制限時において、前輪を駆動する第 1 電動機の作動が増大させられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、第 2 電動機の出力制限時には車両の全駆動力を変化させないように第 1 電動機の出力が増大させられ、第 2 電動機の回生制限時には車両の全回生制動力を変化させないように第 1 電動機の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されるとともに、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0010】

【第2発明の他の態様】ここで、好適には、前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0011】

【課題を解決するための第3の手段】また、前記目的を達成するための第3発明の要旨とするところは、前輪を駆動するための第1電動機と、後輪を駆動するための第2電動機とを備えた前後輪駆動車両の制御装置であって、上記第1電動機の作動制限時において、前後輪の駆動力或いは制動力の分配比を予め定められた目標分配比とするために前記第2電動機の作動を低減する第2電動機出力低減手段を有することにある。

【0012】

【第3発明の効果】このようにすれば、前輪を駆動するための第1電動機の作動制限時において、後輪を駆動する第2電動機の作動が低減されることにより、前後輪の駆動力分配比または制動力分配比が予め定められた目標分配比とされるため、車両の安定性が確保される。たとえば、第1電動機の出力制限時においては後輪トルク分担比が維持されるようにまたはそれより前輪駆動側（FF側）となるように第2電動機の出力が低減させられ、また、第1電動機の回生制限時においても同様に第2電動機の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0013】

【第3発明の他の態様】ここで、好適には、前記第1電動機の熱定格が前記第2電動機の熱定格よりも高くされたものである。このようにすれば、後輪を駆動する第2電動機の熱定格が前輪を駆動する第1電動機の熱定格よりも低いため、後輪側の第2電動機の出力が先に制限されるが、後輪であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0014】

【発明の好適な実施の形態】以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

【0015】図1は、本発明が適用された4輪駆動車両すなわち前後輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。この前後輪駆動車両は、前輪系を第1原動機を備えた第1駆動装置すなわち主駆動装置10にて駆動し、後輪系を第2原動機を備えた第2駆動装置すなわち副駆動装置12にて駆動する形式の車両である。

【0016】上記主駆動装置10は、空気および燃料の混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃機関であるエンジン14と、電気モータおよび発電機として選択的に機能する第1電動機であるモータジェネレ

ータ（以下、MGという）16と、ダブルピニオン型の遊星歯車装置18と、変速比が連続的に変化させられる無段変速機20とを同心に備えている。上記エンジン14は第1原動機すなわち主原動機として機能している。上記エンジン14は、その吸気配管の吸入空気量を制御するスロットル弁の開度 θ_{th} を変化させるためにそのスロットル弁を駆動するスロットルアクチュエータ21を備えている。

【0017】上記遊星歯車装置18は、機械的に力を合成し或いは分配する合成分配機構であって、共通の軸心まわりに独立して回転可能に設けられた3つの回転要素、すなわち上記エンジン14にダンパ装置22を介して連結されたサンギヤ24と、第1クラッチC1を介して無段変速機20の入力軸26に連結され且つ上記MG16の出力軸が連結されたキャリア28と、第2クラッチC2を介して無段変速機20の入力軸26に連結され且つブレーキB1を介して非回転部材たとえばハウジング30に連結されるリングギヤ32とを備えている。上記キャリア28は、サンギヤ24およびリングギヤ32とかみ合い且つ相互にかみ合う1対のピニオン（遊星歯車）34および36を、それらの自転可能に支持している。上記第1クラッチC1、第2クラッチC2、ブレーキB1は、いずれも互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータによって押圧されることにより係合させられたり、その押圧解除により解放されたりする油圧式摩擦係合装置である。

【0018】上記遊星歯車装置18とそのキャリア28に連結されたMG16は、エンジン14の作動状態すなわちサンギヤ24の回転状態においてMG16の発電量を逐次増加させることすなわちMG16の回転駆動トルクである反力が逐次大きくなるようにキャリア28に発生させられることにより、リングギヤ32の回転数を滑らかに増加させて車両の滑らかな発進加速を可能とする電気トルコン（ETC）装置を構成している。このとき、遊星歯車装置18のギヤ比 ρ （サンギヤ24の歯数／リングギヤ32の歯数）がたとえば一般的な値である0.5とすると、リングギヤ32のトルク：キャリア28のトルク：サンギヤ24のトルク＝ $1/\rho$ ：（ $1-\rho$ ）／ ρ ：1の関係から、エンジン14のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば2倍に増幅されて無段変速機20へ伝達されるので、トルク増幅モードと称される。

【0019】また、上記無段変速機20は、入力軸26および出力軸38にそれぞれ設けられた有効径が可変の1対の可変プーリ40および42と、それら1対の可変プーリ40および42に巻き掛けられた無端環状の伝動ベルト44とを備えている。それら1対の可変プーリ40および42は、入力軸26および出力軸38にそれぞれ固定された固定回転体46および48と、その固定回転体46および48との間にV溝を形成するように入力軸26および出力軸38に対して軸心方向に移動可能且

つ軸心まわりに相対回転不能に取付られた可動回転体 50 および 52 と、それら可動回転体 50 および 52 に推力を付与して可変プーリ 40 および 42 の掛かり径すなわち有効径を変化させることにより変速比 γ (= 入力軸回転速度 / 出力軸回転速度) を変更する 1 対の油圧シリンダ 54 および 56 とを備えている。

【0020】上記無段変速機 20 の出力軸 38 から出力されたトルクは、減速装置 58、差動歯車装置 60、および 1 対の車軸 62、64 を介して 1 対の前輪 66、68 へ伝達されるようになっている。本実施例では、前輪 66、68 の舵角を変更する操舵装置が省略されている。

【0021】前記副駆動装置 12 は、第 2 原動機すなわち第 2 電動機として機能するリヤモータジェネレータ (以下、RMG という) 70 を備え、その RMG 70 から出力されたトルクは、減速装置 72、差動歯車装置 74、および 1 対の車軸 76、78 を介して 1 対の後輪 80、82 へ伝達されるようになっている。

【0022】第 1 電動機に対応する MG 16 と第 2 電動機に対応する RMG 70 とは、それらの熱定格の相互関係が特定の状態とされている。たとえば、MG 16 の熱定格は RMG 70 の熱定格よりも高く設定されている。MG 16 の熱定格が RMG 70 の熱定格よりも高いとは、前輪 66、68 のスリップを伴う登坂発進走行のような走行抵抗の大きな発進走行の繰り返しのよう 4 輪駆動走行の中で最も車両の動力性能が要求される使用条件下において、RMG 70 の方が MG 16 よりも早く温度上昇し、熱による作動制限 (使用停止を含む) を行う必要に迫られる関係を意味している。この熱定格の相互関係は、たとえば、MG 16 の連続定格が RMG 70 の連続定格よりも高く設定されていること、MG 16 の短時間定格が RMG 70 のそれと同じ長さの短時間定格よりも高く設定されていること、同じ定格であっても MG 16 の冷却性能すなわち電熱性或いは放熱性が RMG 70 の冷却性能よりも高く (優れている) なるように構成されていることなどによって通常は実現され、4 輪駆動状態で最大動力性能が要求された運転状態において、MG 16 の温度上昇が RMG 70 よりも低くなるように設定されていることを意味している。

【0023】図 2 は、前記主駆動装置 10 の遊星歯車装置 18 を種々の作動モードに切り換えるための油圧制御回路の構成を簡単に示す図である。運転者により P、R、N、D、B の各レンジ位置へ操作されるシフトレバー 90 に機械的に連結されたマニュアル弁 92 は、シャトル弁 93 を利用しつつ、シフトレバー 90 の操作にตอบสนองして、Dレンジ、Bレンジ、Rレンジにおいて第 1 クラッチ C1 の係合圧を調圧する第 1 調圧弁 94 へ図示しないオイルポンプから出力された元圧を供給し、Dレンジ、Bレンジにおいてクラッチ C2 の係合圧を調圧する第 2 調圧弁 95 へ元圧を供給し、Nレンジ、Pレンジ、

Rレンジにおいてブレーキ B1 の係合圧を調圧する第 3 調圧弁 96 へ元圧を供給する。上記第 2 調圧弁 95、第 3 調圧弁 96 は、ハイブリッド制御装置 104 によって駆動されるリニヤソレイド弁 97 からの出力信号に従って第 2 クラッチ C2 およびブレーキ B1 の係合圧を制御し、第 1 調圧弁 94 は、ハイブリッド制御装置 104 によってデューティ駆動される三方弁である電磁開閉弁 98 からの出力信号に従って第 1 クラッチ C1 の係合圧を制御する。

【0024】図 3 は、本実施例の前後輪駆動車両に設けられた制御装置の構成を説明する図である。エンジン制御装置 100、変速制御装置 102、ハイブリッド制御装置 104、蓄電制御装置 106、ブレーキ制御装置 108 は、CPU、RAM、ROM、入出力インターフェースを備えた所謂マイクロコンピュータであって、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って入力信号を処理し、種々の制御を実行する。また、上記の制御装置は、相互に通信可能に接続されており、所定の制御装置から必要な信号が要求されると、他の制御装置からその所定の制御装置へ適宜送信されるようになっている。

【0025】エンジン制御装置 100 は、エンジン 14 のエンジン制御を実行する。例えば、燃料噴射量制御のために図示しない燃料噴射弁を制御し、点火時期制御のために図示しないイグナイタを制御し、トラクション制御ではスリップ中の前輪 66、68 が路面をグリップするようにエンジン 14 の出力を一時的に低下させるためにスロットルアクチュエータ 21 を制御する。

【0026】上記変速制御装置 102 は、たとえば、無段変速機 20 の伝動ベルト 44 の張力が必要かつ十分な値となるように予め設定された関係から、実際の変速比 γ および伝達トルクすなわちエンジン 14 および MG 16 の出力トルクに基づいて、ベルト張力圧を調圧する調圧弁を制御し、伝動ベルト 44 の張力を最適な値とするとともに、エンジン 14 が最小燃費率曲線或いは最適曲線に沿って作動するように予め記憶された関係から、実際の車速 V およびエンジン負荷たとえばスロットル開度 θ として表現されるスロットル弁開度 θ_{th} 或いはアクセルペダル操作量 A_{cc} に基づいて目標変速比 γ_{t} を決定し、実際の変速比 γ がその目標変速比 γ_{t} と一致するように無段変速機 20 の変速比 γ を制御する。

【0027】また、上記エンジン制御装置 100 および変速制御装置 102 は、たとえば図 4 に示す最良燃費運転線に沿ってエンジン 14 の作動点すなわち運転点が移動するように、たとえば上記スロットルアクチュエータ 21 や燃料噴射量を制御するとともに無段変速機 20 の変速比 γ を変更する。また、ハイブリッド制御装置 104 からの指令に応じて、上記エンジン 14 の出力トルク T_{e} または回転数 N_{e} を変更するために上記スロットルアクチュエータ 21 や変速比 γ を変更し、エンジン 14

の運転点を移動させる。

【0028】上記ハイブリッド制御装置104は、電池などから成る蓄電装置112からMG16に供給される駆動電流或いはそのMG16から蓄電装置112へ出力される発電電流を制御するインバータ114を制御するためのMG制御装置116と、蓄電装置112からRMG70に供給される駆動電流或いはそのRMG70から蓄電装置112へ出力される発電電流を制御するインバータ118を制御するためのRMG制御装置120とを含み、シフトレバー90の操作位置 P_{sh} 、スロットル（アクセル）開度 θ （アクセルペダル122の操作量 A_{cc} ）、車速 V 、蓄電装置112の蓄電量SOCに基づいて、たとえば図5に示す複数の運転モードのうちからいずれか1つの選択を行うとともに、スロットル開度 θ 、ブレーキペダル124の操作量 B_r に基づいて、MG16或いはRMG70の発電に必要なトルクにより制動力を発生させるトルク回生制動モード、或いはエンジン14の回転抵抗トルクにより制動力を発生させるエンジンブレーキモードを選択する。

【0029】シフトレバー90がBレンジ或いはDレンジへ操作された場合、たとえば比較的低負荷の発進或いは定速走行ではモータ走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられ且つ第2クラッチC2およびブレーキB1が共に解放されることにより、専らMG16により車両が駆動される。なお、このモータ走行モードにおいて、蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値を下回った不足状態となった場合や、駆動力をさらに必要とするためにエンジン14を始動させる場合には、上記ETCモード或いは直結モードへ切り換えられて、それまでの走行を維持しながらMG16或いはRMG70が駆動され、そのMG16或いはRMG70により蓄電装置112が充電される。

【0030】また、比較的中負荷走行または高負荷走行では直結モードが選択され、第1クラッチC1および第2クラッチC2が共に係合させられ且つブレーキB1が解放されることにより遊星歯車装置18が一体的に回転させられ、専らエンジン14によりまたはそのエンジン14およびMG16により車両が駆動されたり、或いは専らエンジン14により車両が駆動されると同時にMG16により蓄電装置112の充電が行われる。この直結モードでは、サンギヤ24の回転数即ちエンジン回転数 N_e （rpm）とキャリヤ部材28の回転数すなわちMG16の回転数 N_m （rpm）とリングギヤ32の回転数即ち無段変速機20の入力軸26の回転速度 N_{in} （rpm）とは同じ値であるから、二次元平面内において3本の回転数軸（縦軸）すなわちサンギヤ回転数軸S、リングギヤ回転数軸R、およびキャリヤ回転数軸Cと変速比軸（横軸）とから描かれる図6の共線図では、たとえば1点鎖線に示されるものとなる。なお、図6において、上記サンギヤ回転数軸Sとキャリヤ回転数軸Cとの間隔は

1に対応し、リングギヤ回転数Rとキャリヤ回転数軸Cとの間隔はダブルピニオン型遊星歯車装置18のギヤ比 ρ に対応している。

【0031】また、たとえば発進加速走行では、ETCモードすなわちトルク増幅モードが選択され、第2クラッチC2が係合させられ且つ第1クラッチC1およびブレーキB1が共に解放された状態でMG16の発電量（回生量）すなわちそのMG16の反力（MG16を回転させる駆動トルク）が徐々に増加させられることにより、エンジン14が所定の回転数に維持された状態で車両が滑らかに零発進させられる。このようにエンジン14によって車両およびMG16が駆動される場合には、エンジン14のトルクが $1/\rho$ 倍たとえば $\rho=0.5$ とすると2倍に増幅されて無段変速機20へ伝達される。すなわち、MG16の回転数 N_m が図6のA点（負の回転速度すなわち発電状態）である場合には、無段変速機20の入力軸回転数 N_{in} は零であるため車両は停止しているが、図6の破線に示すように、そのMG16の発電量が増加させられてその回転数 N_m がその正側のB点へ変化させられることにもなって無段変速機20の入力軸回転数 N_{in} が増加させられて、車両が発進させられるのである。

【0032】シフトレバー90がNレンジ或いはPレンジへ操作された場合、基本的にはニュートラルモード1または2が選択され、第1クラッチC1、第2クラッチC2、およびブレーキB1が共に解放され、遊星歯車装置18において動力伝達経路が解放される。この状態において、蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値を下回った不足状態となった場合などにおいては、充電・エンジン始動モードとされ、ブレーキB1が係合させられた状態で、MG16によりエンジン14が始動させられる。シフトレバー90がRレンジへ操作された場合、たとえば軽負荷後進走行ではモータ走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられるとともに第2クラッチC2およびブレーキB1が共に解放されることにより、専らMG16により車両が後進走行させられる。しかし、たとえば中負荷或いは高負荷後進走行ではフリクション走行モードが選択され、第1クラッチC1が係合させられ且つ第2クラッチC2が解放されるとともに、ブレーキB1がスリップ係合させられる。これにより、車両を後進させる駆動力としてMG16の出力トルクにエンジン14の出力トルクが加えられる。

【0033】また、前記ハイブリッド制御装置104は、前輪66、68の駆動力に従った車両の発進時或いは急加速時において、車両の駆動力を一時的に高めるために、所定の駆動力配分比に従ってRMG70を作動させ、後輪80、82からも駆動力を発生させる高 μ 路アシスト制御や、凍結路、圧雪路のような低摩擦係数路（低 μ 路）における発進走行時において、車両の発進能力を高めるために、RMG70により後輪80、82を

駆動すると同時に、たとえば無段変速機20の変速比 γ を低くさせて前輪66、68の駆動力を低下させる低 μ 路アシスト制御を実行する。

【0034】蓄電制御装置106は、電池、コンデンサなどの蓄電装置112の蓄電量SOCが予め設定された下限値SOC_Lを下回った場合には、MG16或いはRMG70により発電された電気エネルギーで蓄電装置112を充電あるいは蓄電するが、蓄電量SOCが予め設定された上限値SOC_Hを上まわった場合には、そのMG16或いはRMG70からの電気エネルギーで充電すること
10
を禁止する。また、上記蓄電に際して、蓄電装置112の温度 T_b の関数である電力或いは電気エネルギーの受入制限値 W_{in} と持出制限値 W_{out} との間の範囲を、実際の電力見込み値 P_b 〔=発電電力 P_{ge} +消費電力 P_{mc} (負)〕が越えた場合には、その受入れ或いは持ち出しを禁止する。

【0035】ブレーキ制御装置108は、たとえばTRC制御、ABS制御、VSC制御などを実行し、低 μ 路などにおける発進走行時、制動時、旋回時の車両の安定性を高めたり或いは牽引力を高めるために、油圧ブレーキ制御回路を介して各車輪66、68、80、82に設けられたホイールブレーキ66_w、68_w、80_w、82_wを制御する。たとえば、TRC制御では、各車輪に設けられた回転センサからの信号に基づいて、車輪車速(車輪回転速度に基づいて換算される車体速度)たとえば右前輪車輪車速 V_{FR} 、左前輪車輪車速 V_{FL} 、右後輪車輪車速 V_{RR} 、左後輪車輪車速 V_{RL} 、前輪車速〔=(V_{FR} + V_{FL})/2〕、後輪車速〔=(V_{RR} + V_{RL})/2〕、および車体車速(V_{FR} 、 V_{FL} 、 V_{RR} 、 V_{RL} のうちの最も遅い速度)を算出する一方で、たとえば主駆動輪である前輪車速と非駆動輪である後輪車速との差であるスリップ速度 ΔV が予め設定された制御開始判断基準値 ΔV_1 を越え、前輪にスリップ判定をし、且つスリップ率 R_s 〔=($\Delta V/V_F$) $\times 100\%$ 〕が予め設定された目標スリップ率 R_{st} 内に入るようにスロットルアクチュエータ21、MG16の出力トルクを低下させると同時にホイールブレーキ66_w、68_wなどを用いて前輪66、68の駆動力を低下させる。また、ABS制御では、制動時において、各車輪のスリップ率が所定の目標スリップ率範囲内になるように、ホイールブレーキ66_w、68_w、80_w、82_wを用いて前輪66、68、後輪80、82の制動力を維持し、車両の方向安定性を高める。また、VSC制御では、車両の旋回走行時において、図示しない舵角センサからの舵角、ヨーレートセンサからのヨーレート、2軸Gセンサからの前後左右加速度などに基づいて車両のオーバーステア傾向或いはアンダステア傾向を判定し、そのオーバーステア或いはアンダステアを抑制するように、ホイールブレーキ66_w、68_w、80_w、82_wのいずれか、およびスロットルアクチュエータ21やRMG70を制御する。

【0036】図7は、上記ハイブリッド制御装置104などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図7において、第1電動機作動制御手段130は、4輪駆動状態では、運転者要求トルク T_{dr} のうちの前輪荷重分担比である前輪トルク分担比($1-K_{tr}$)に相当する前輪駆動トルクを算出し、その前輪駆動トルクが前輪66、68から出力されるようにMG16を制御する。たとえば直結モードにおいてエンジン14とMG16とが同時に作動する場合には、そのエンジン14の出力と併せて上記前輪トルクとなるようにMG16を制御する。また、第1電動機作動制御手段130は、制動時においても、ブレーキペダル124の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの前輪トルク分担比($1-K_{tr}$)に相当する前輪回生トルクを算出し、その前輪回生トルクが前輪66、68から出力されるようにMG16を制御する。

【0037】第2電動機作動制御手段132は、4輪駆動状態では、運転者要求トルク T_{dr} のうちの後輪荷重分担比である後輪トルク分担比 K_{tr} に相当する後輪駆動トルクを算出し、その後輪駆動トルクが後輪80、82から出力されるようにRMG70を制御する。また、第2電動機作動制御手段132は、制動時においても、ブレーキペダル124の操作量や惰行走行時の車速変化量などに基づいて決まる要求制動トルクのうちの後輪トルク分担比 K_{tr} に相当する後輪回生トルクを算出し、その後輪回生トルクが後輪80、82から出力されるようにRMG70を制御する。なお、上記運転者要求トルク T_{dr} は、たとえば図10に示す予め記憶された関係から実際の車速 V およびスロットル開度 θ に基づいて決定される。また、上記前輪荷重分担比($1-K_{tr}$)および後輪トルク分担比 K_{tr} は、目標値でもあり、静的な前後輪荷重分担比(一定値)、或いは車両の前後加速度(前後G)を加味した動的な前後輪荷重分担比(前後Gの関数)に基づいて決定される。

【0038】上記MG16およびRMG70は、そのコイルを絶縁する材料の絶縁性能を確保するため、その温度 T_{wc} および T_{mc} によって使用が制限されるものであり、たとえば図8に示す出力トルク領域内で作動させられる必要がある。MG16の温度 T_{wc} またはRMG70の温度 T_{mc} が T_c 度である場合は、図8の $T=T_c$ に示される最大トルク線の内側の領域内すなわち出力制限値と回生制限値との範囲内で作動させられればよいが、 T_c 度である場合は、図8の $T=T_c$ に示される最大トルク線の内側の小さな領域内で作動させられねばならないのである。また、前記蓄電装置112は、その電解質の劣化、内部損傷、或いは寿命の低下を防止するなどのために、その温度 T_b によってその持出電力或いは受入電力が制限されるものであり、たとえば図9に示すような、持出制限値 W_{out} と受入制限値 W_{in} との間の範囲内で使用される必要がある。

【0039】このため、第1電動機作動制限手段134は、たとえば図8の関係からMG16の温度 T_{MG} で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図9の関係から蓄電装置112の温度 T_b で決まる持出制限値 W_{OUT} および受入制限値 W_{IN} に基づいて、MG16の駆動作動或いは回生作動を制限する。同様に、第2電動機作動制限手段136は、たとえば図8の関係からRMG70の温度 T_{RMG} で決まる出力制限値或いは回生制限値や、たとえば図9の関係から蓄電装置112の温度 T_b で決まる持出制限値 W_{OUT} 或いは受入制限値 W_{IN} に基づいて、RMG70の駆動作動或いは回生作動を制限する。

【0040】第1電動機作動増大手段138は、上記第2電動機作動制限手段136によってRMG70の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両全体の駆動力或いは回生制動力を維持するためにすなわち変化させないために、その制限に相当する分だけMG16の駆動出力或いは回生出力を増大させる。また、第2電動機作動低減手段140は、前記第1電動機作動制限手段134によってMG16の駆動作動或いは回生作動が制限された場合は、車両の前後輪のトルク分担率を維持するためにすなわち前後輪の駆動力配分比或いは制動力配分比を予め定めらえた目標配分比とするために、その制限に相当する分だけRMG70の駆動出力或いは回生出力を低減させる。

【0041】図11は、前記ハイブリッド制御装置104の制御作動の要部を説明するフローチャートであって、エンジン14およびMG16を用いた直結走行モードにおける前後輪トルク分配制御ルーチンを示している。図11において、SA1の前処理では、図9の関係から蓄電装置112の実際の温度 T_b に基づいて受入制限値 W_{IN} 、持出制限値 W_{OUT} が算出され、図8の関係からMG16の温度 T_{MG} に基づいて温度制限済のMG16の最大許容トルク T_{MGmax} および最小許容トルク T_{MGmin} が算出され、図8の関係からRMG70の温度 T_{RMG} に基づいて温度制限済のRMG70の最大許容トルク T_{RMGmax} および最小許容トルク T_{RMGmin} が算出され、図示しない回転センサからの信号に基づいて、MG16*

(数式2)

$$P_{MG} + P_{RMG} = W_{OUT}$$

(数式3)

$$\left[(P_{MG} \times E_{FMG} + N_E \times T_{Ebase}) \times E_{FCVT} \right] : (P_{RMG} \times E_{FRMG}) = (1 - K_{tr}) : K_{tr}$$

(数式4)

$$N_{RMG} \times T_{RMG} + P_{RMGloss} (N_{RMG}, T_{RMG}) = P_{RMGmax}$$

【0045】SA32では、受入制限値 W_{IN} に基づいてRMG70の出力トルクの下限值 T_{RMGmin} が算出される。すなわち、数式5および6から P_{RMG} が求められ、これがRMG70の最小出力 P_{RMGmin} とされる。次い※

(数式5)

(7)

特開2001-112114

12

*の回転速度 N_{MG} 、RMG70の回転速度 N_{RMG} 、および無段変速機20の入力軸回転速度 N_{II} が算出され、たとえば図10に示す関係から実際の車速 V およびスロットル開度 θ に基づいて運転者要求トルク T_{drv} が算出され、その運転者要求トルク T_{drv} 、補機駆動トルク、必要充電トルクなどに基づいて必要エンジン出力 P_v が算出される。ここで、上記運転者要求トルク T_{drv} や後述の出力或いは出力トルクは、回生制動力或いはトルクを表す負の値をも含むものであり、それらの増加或いは減少という表現はそれらの絶対値に基づいている。

【0042】続いて、SA2では、エンジン14に出力させるトルクの指令値を算出するために、図12のエンジン指令トルク算出ルーチンが実行される。すなわち、SA21では、上記必要エンジン出力 P_v およびエンジン回転速度 N_E に基づいて、エンジン14に出力させるためのエンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} ($= P_v / N_E$) が算出される。次いで、SA22では、そのエンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} に対してエンジン14の仕様に関連する上限値 T_{Emax} および下限値「0」の制限が加えられ ($0 \leq T_{Ebase} \leq T_{Emax}$)、制限済の値がエンジン出力トルク指令値 T_E とされる。エンジン14は、その出力トルクがそのエンジン出力トルク指令値 T_E となるように制御される。

【0043】続くSA3では、たとえば図13に示すリヤモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、RMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtmp} が算出される。すなわち、図13のSA31では、持出制限値 W_{OUT} に基づいてRMG70の出力トルクの上限値 T_{RMGmax} が算出される。すなわち、数式2および3から P_{RMG} が求められ、これがRMG70の最大出力 P_{RMGmax} とされる。次いで、この P_{RMGmax} とRMG70の回転速度 N_{RMG} から数式4を満足する T_{RMG} が求められ、これがRMG70の最大出力トルク T_{RMGmax} とされる。数式3において、 E_{FMG} はMG16の効率、 E_{FCVT} は無段変速機20の効率、 E_{FRMG} はRMG70の効率である。数式4において、 $P_{RMGloss} (N_{RMG}, T_{RMG})$ はRMG70のパワー損失である。

【0044】

※で、この P_{RMGmin} とRMG70の回転速度 N_{RMG} から数式7を満足する T_{RMG} が求められ、これがRMG70の最小出力トルク T_{RMGmin} とされる。

【0046】

13

$$P_{MG} + P_{RMG} = W_{in}$$

(数式6)

$$\left[(P_{MG} \times E_{F_{MG}} + N_E \times T_{Ebase}) \times E_{F_{CVT}} \right] : (P_{RMG} \times E_{F_{RMG}}) \\ = (1 - K_{tr}) : K_{tr}$$

(数式7)

$$N_{RMG} \times T_{RMG} + P_{RMGloss} (N_{RMG}, T_{RMG}) = P_{RMGinp}$$

【0047】続いて、前記第2電動機作動制御手段132に対応するSA33では、RMG70の出力トルク基本値 $T_{RMGbase}$ を、数式8から算出する。この出力トルク基本値 $T_{RMGbase}$ は、RMG70から出力される基本トルクであり、原則的にはこの値が出力されるようにRMG70が駆動されるが、実際には、後述の上下限ガード処理後の値が出力されるようにRMG70が駆動される。数式8において、GRRは副駆動装置12(減速装置72)の減速比である。

【0048】

$$(数式8) T_{RMGbase} = T_{drv} \times K_{tr} / GRR$$

【0049】そして、前記第2電動機作動制限手段136に対応するSA34では、上記出力トルク基本値 $T_{RMGbase}$ に対して、蓄電装置112に由来する制限およびRMG70の温度に由来する制限を行うための、上記 T_{RMGmax} および T_{RMGmin} 、前記 T_{RMGmax} および T_{RMGmin} による上下限ガード処理が数式9および数式10に従って実行され、上下限ガード処理後の値がRMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtap} として決定される。

【0050】

$$(数式9) T_{RMGtap} \leq T_{RMGbase} \leq T_{RMGmax}$$

$$(数式10) T_{RMGtap} \geq T_{RMGbase} \geq T_{RMGmin}$$

【0051】図11に戻って、SA4では、たとえば図14に示すフロントモータトルク仮決定ルーチンが実行されることにより、MG16の出力トルク仮決定値 T_{MGtap} が算出される。すなわち、図14のSA41では、持出制限値 W_{out} に基づいてMG16の出力トルクの上限值 T_{MGmax} が算出される。すなわち、数式11から上記RMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtap} に基づいてRMG70の出力 P_{RMG} が算出され、そのRMG70の出力 P_{RMG} からMG16の最大出力 P_{MG} ($=W_{out} - P_{RMG}$)が算出され、数式12からそのMG16の最大出力 P_{MG} ($=W_{out} - P_{RMG}$)に基づいてMG16の最大出力トルク T_{MG} が求められ、これが T_{MGmax} とされる。また、RMG70の出力 P_{RMG} からMG16の最小出力 P_{MG} ($=W_{in} - P_{RMG}$)が算出され、数式12からそのMG16の最小出力 P_{MG} ($=W_{in} - P_{RMG}$)に基づいてMG16の最小出力トルク T_{MG} が求められ、これが T_{MGmin} とされる。数式12において、 $P_{MGloss}(N_{MG}, T_{MG})$ はMG16の損失である。

$$【0052】(数式11) P_{RMG} = N_{RMG} \times T_{RMGtap} + P_{RMGloss}(N_{RMG}, T_{RMG})$$

$$(数式12) N_{MG} \times T_{MG} + P_{MGloss}(N_{MG}, T_{MG}) = P_{MG}$$

【0053】次いで、前記第1電動機作動制御手段130に対応するSA42では、MG16の出力トルク基本値 T_{MGbase} を、数式13から運転者要求トルク T_{drv} およびRMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtap} 、エンジン出力トルク基本値 T_{Ebase} に基づいて算出し、その出力トルク基本値 T_{MGbase} がMG16から出力されるように指令する。数式13において、GRFは主駆動装置(遊星歯車装置18および無段変速機20)の減速比である。数式13では、運転者要求トルク T_{drv} からRMG70の出力トルク仮決定値 T_{RMGtap} に減速比GRRを差し引いた値に基づいてMG16の出力トルク基本値 T_{MGbase} が算出されているので、たとえばSA34においてRMG70の出力トルクが制限されたときは、その分だけMG16の出力トルク基本値 T_{MGbase} が増加させられて、車両の合計駆動力或いは回生制動力が一定に保持されるようになっている。したがって、本実施例では、このSA42は、前記第1電動機作動増大手段138にも対応している。

$$【0054】(数式13) T_{MGbase} = (T_{drv} - T_{RMGtap} \times GRR) / GRF - T_{Ebase}$$

【0055】続いて、前記第1電動機作動制限手段134に対応するSA43では、上記出力トルク基本値 T_{MGbase} に対して、蓄電装置112に由来する制限およびMG16の温度に由来する制限を行うための、上記 T_{MGmax} および T_{MGmin} 、前記 T_{MGmax} および T_{MGmin} による上下限ガード処理が数式14および数式15に従って実行され、上下限ガード処理後の値がMG16の出力トルク仮決定値 T_{MGtap} として決定される。

【0056】

$$(数式14) T_{MGtap} \leq T_{MGbase} \leq T_{MGmax}$$

$$(数式15) T_{MGtap} \geq T_{MGbase} \geq T_{MGmin}$$

【0057】図11に戻って、SA5では、前輪(車軸)の仮トルク T_{ftap} が数式16から算出され、後輪(車軸)の仮トルク T_{rtap} が数式17から算出される。

$$【0058】(数式16) T_{ftap} = (T_{MG} + T_{Ebase}) \times (N_{in} / N_{out}) \times E_{F_{CVT}} \times GRF$$

$$(数式17) T_{rtap} = T_{RMGtap} \times GRR$$

【0059】次に、SA6において、上記後輪の仮トルク $|T_{rtap}|$ が、前輪の仮トルク T_{ftap} と後輪の仮トルク T_{rtap} との合計値 $|T_{ftap} + T_{rtap}|$ に後輪トルク分配比 K_{tr} を掛けた値以下であるか否か、すなわち、合計値 $|T_{ftap} + T_{rtap}|$ に対する後輪の仮トルク $|T_{rtap}|$ の割合 $(|T_{rtap}| / |T_{ftap} + T_{rtap}|)$ が後輪トルク分配比 K_{tr} 以下であるか否かが判断される。このS

A 6の判断が肯定される場合は、SA 7において、上記後輪の仮トルク T_{RMGtap} がRMG 70の出力トルク T_{RMG} として決定される。

【0060】しかし、上記SA 6の判断が否定される場合は、SA 8において、RMG 70の出力トルクが再計算された後、上記SA 7が実行される。このSA 8では、たとえば図15に示すリヤモータ出力トルク再計算ルーチンが実行される。図15のSA 81では、数式18から前輪仮トルク T_{rtp} と前輪トルク配分比 $(1 - K_{tr})$ および後輪トルク配分比 K_{tr} の割合 $[K_{tr} / (1 - K_{tr})]$ とに基づいて後輪のトルク T_{rtp} が算出され、SA 82では、数式19からその後輪のトルク T_{rtp} と副駆動装置12の減速比 GRR とに基づいてRMG 70の仮出力トルク値 T_{RMGtap} が算出される。ここで、たとえば、前記SA 43によりMR 16の出力トルクが制限されたために、前輪の仮トルク T_{rtp} と後輪の仮トルク T_{rtp} との合計値 $|T_{rtp} + T_{rtp}|$ に対する後輪の仮トルク $|T_{rtp}|$ の割合 $(|T_{rtp}| / |T_{rtp} + T_{rtp}|)$ が後輪トルク配分比 K_{tr} を上まわった場合には、上記数式18によって、前輪仮トルク T_{rtp} および後輪仮トルク T_{rtp} の分配比 (T_{rtp} / T_{rtp}) が予め定められた目標分配比である前輪トルク配分比 $(1 - K_{tr})$ および後輪トルク配分比 K_{tr} の分配比 $[K_{tr} / (1 - K_{tr})]$ となるように、すなわち実際の前後輪の駆動力配分比或いは回生制動力配分比が目標分配比 $[K_{tr} / (1 - K_{tr})]$ となるように後輪仮トルク T_{rtp} が上記MG 16の出力トルクの制限量に対応して低減されるので、上記SA 8は前記第2電動機作動低減手段140に対応している。

【0061】(数式18) $T_{rtp} = T_{rtp} \times [K_{tr} / (1 - K_{tr})]$

(数式19) $T_{RMGtap} = T_{rtp} \times GRR$

【0062】上述のように、本実施例によれば、MG 16(第1電動機)とRMG 70(第2電動機)との熱定格の相互関係が特定の状態でされるため、前後輪駆動車両がその駆動力バランスを考慮したものとされることができ、走行安定性が保持されることができる。

【0063】また、本実施例によれば、MG 16(第1電動機)の熱定格がRMG 70(第2電動機)の熱定格よりも高くされたものであることから、後輪80、82を駆動するRMG 70の熱定格が前輪66、68を駆動するMG 16の熱定格よりも低く、後輪側のRMG 70の出力が先に制限されるが、後輪80、82であるために比較的車両の安定性が保持される利点がある。

【0064】また、本実施例によれば、第2電動機作動制限手段136(SA 34)によるRMG 70の作動制限時(駆動作動制限時或いは回生作動制限時)において、第1電動機作動増大手段138(SA 42)によりMG 16の作動(駆動作動或いは回生作動)が増大させられるため、比較的車両の安定性を保ちつつ、車両の全

駆動力或いは回生制動力が確保される。たとえば、RMG 70の出力制限時においては運転者要求トルク T_{drv} に対応する車両の全駆動力を変化させないようにMG 16の出力が増大させられ、RMG 70の回生制限時においては車両の全回生制動トルクを変化させないようにMG 16の回生が増大させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0065】また、本実施例によれば、第1電動機作動制限手段134(SA 43)によるMG 16の作動制限時において、第2電動機出力低減手段140(SA 8)により前後輪の分配比を目標分配比とするためにすなわち後輪80、82のトルク分配比を K_{tr} とするためにRMG 70の作動が低減させられるため、車両の安定性が確保される。たとえば、MG 16の出力制限時においては前後輪のトルク分担比すなわち後輪トルク分担比 K_{tr} が維持されるように、またはそれよりも前輪駆動(F F)となるようにRMG 70の出力が低減させられ、また、MG 16の回生制限時においても同様にRMG 70の回生が低減させられることにより、車両の安定性が保持されつつ、車両の全駆動力或いは回生制動力が確保される。

【0066】以上、本発明の一実施例を図面に基づいて説明したが、本発明は他の態様においても適用される。

【0067】たとえば、前述の実施例の4輪駆動車両では、空気および燃料の混合気が燃焼させられることにより作動させられる内燃機関であるエンジン14と、電気モータおよび発電機として選択的に機能するモータジェネレータ(以下、MGという)16と、ダブルピニオン型の遊星歯車装置18と、変速比が連続的に変化させられる無段変速機20とを同心に備えた主駆動装置10により主駆動輪である前輪66、68が駆動されていたが、専らモータ(電動機)、或いは専らMG 16により前輪66、68が駆動される4輪駆動車両であってもよい。

【0068】また、前述の実施例の車両では、前輪66、68が主駆動装置10により駆動され、後輪80、82が副駆動装置12により駆動される4輪駆動車両であったが、逆に、前輪66、68が副駆動装置12により駆動され、後輪80、82が主駆動装置10により駆動される4輪駆動車両であってもよい。

【0069】以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例の制御装置を備えた4輪駆動車両の動力伝達装置の構成を説明する骨子図である。

【図2】図1の遊星歯車装置を制御する油圧制御回路の要部を説明する図である。

【図3】図1の4輪駆動車両に設けられた制御装置を説明する図である。

【図4】図3のエンジン制御装置により制御されるエンジンの運転点の目標である最良燃費率曲線を示す図である。

【図5】図3のハイブリッド制御装置により選択される制御モードを示す図表である。

【図6】図3のハイブリッド制御装置により制御されるETCモードにおける遊星歯車装置の作動を説明する共線図である。

【図7】図3のハイブリッド制御装置などの制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図8】図1または図3のMG或いはRMGの温度をパラメータとする出力トルク領域を示す図である。

【図9】図3の蓄電装置における受入制限値 W_{in} および持出制限値 W_{out} の温度特性を示す図である。

【図10】車速 V およびスロットル開度 θ から運転者要求トルク T_{drv} を決定するための関係を示す図である。

【図11】図3のハイブリッド制御装置などの制御作動*

*の要部を説明するフローチャートである。

【図12】図11のSA2のエンジン指令トルク算出ルーチンを示す図である。

【図13】図11のSA3のRMG出力トルク仮決定ルーチンを示す図である。

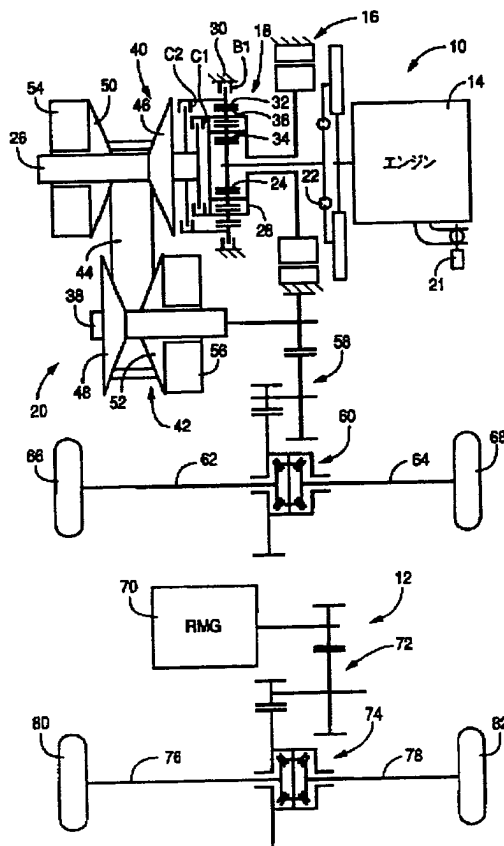
【図14】図11のSA4のMG出力トルク決定ルーチンを示す図である。

【図15】図11のSA8のRMG出力トルク再計算ルーチンを示す図である。

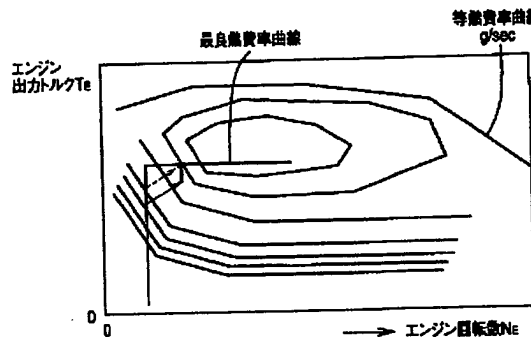
10 【符号の説明】

- 16：MG（第1電動機）
- 66、68：前輪
- 70：リヤモータジェネレータ（第2電動機）
- 80、82：後輪
- 134（SA43）：第1電動機作動制限手段
- 136（SA34）：第2電動機作動制限手段
- 138（SA42）：第1電動機作動増大手段
- 140（SA8）：第2電動機作動低減手段

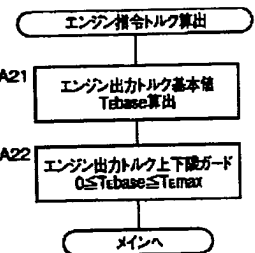
【図1】



【図4】



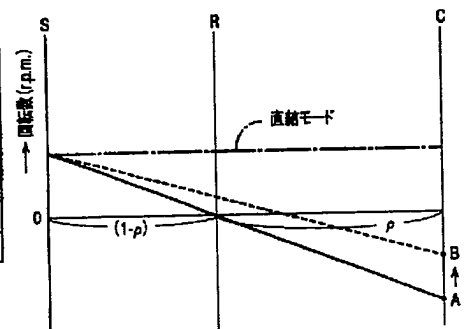
【図12】



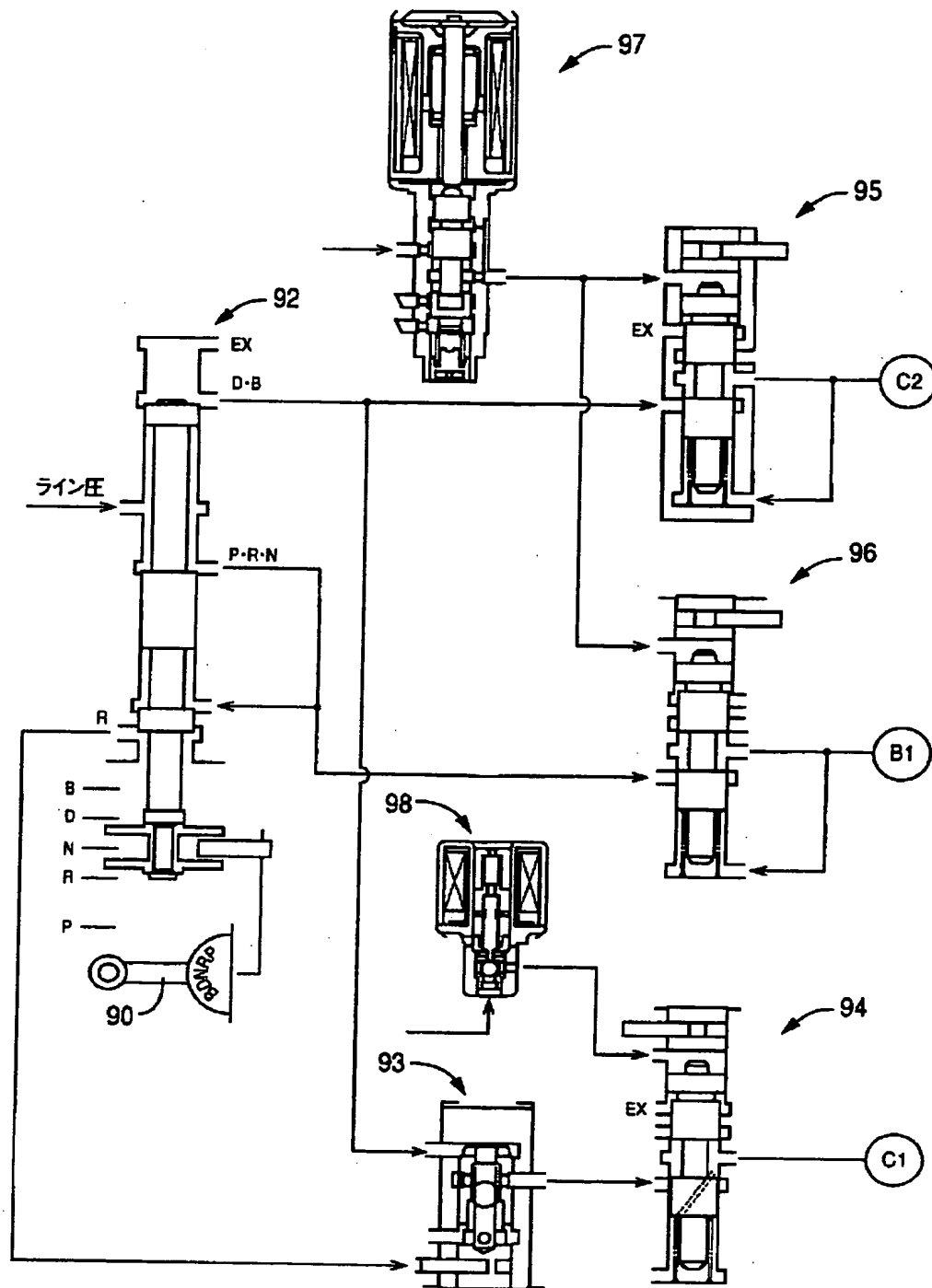
【図5】

レンジ	モード	係合要素	C1	C2	B1
B,D	ETCモード		×	○	×
	電気モード		○	○	×
	モータ走行モード		○	×	×
N,P	ニュートラルモード1,2		×	×	×
	充電, Eng始動		×	×	○
R	モータ走行モード		○	×	×
	フリクション走行モード		○	×	○

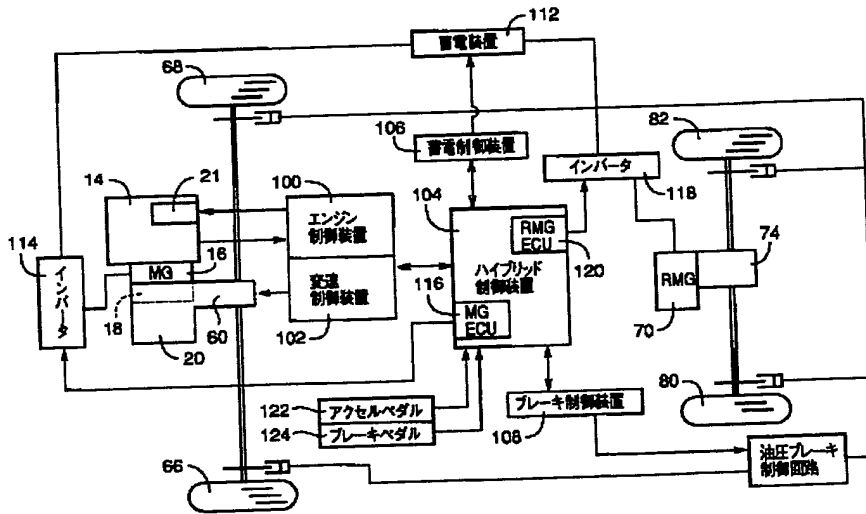
【図6】



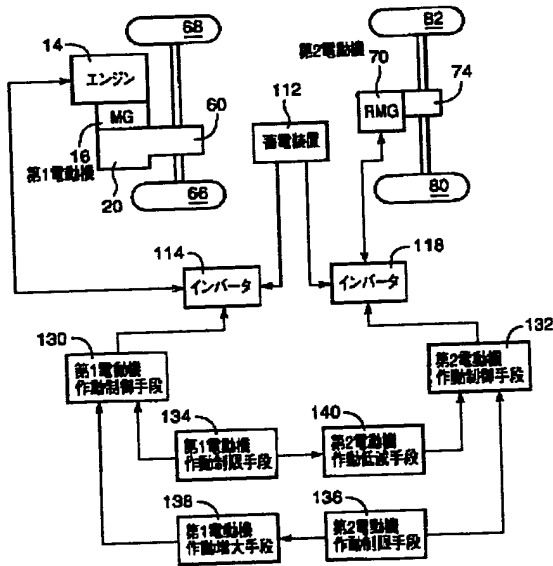
【図2】



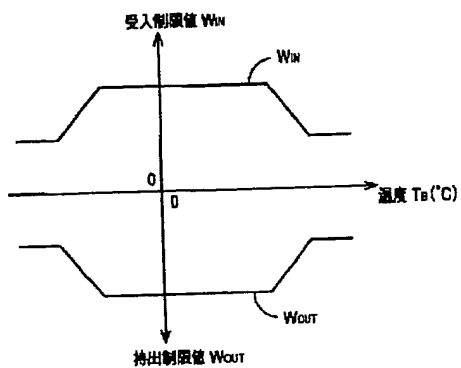
【図 3】



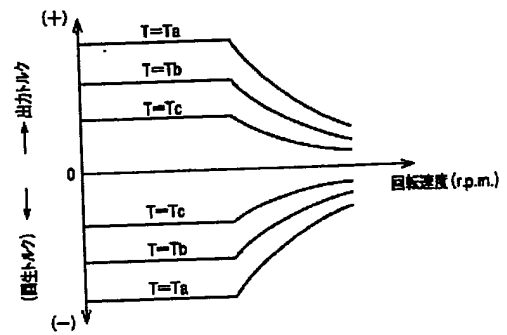
【图7】



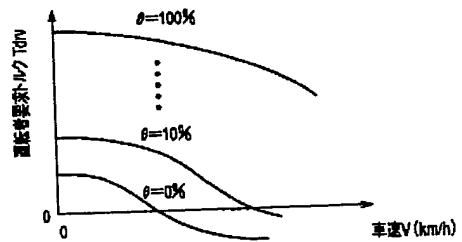
【図 9】



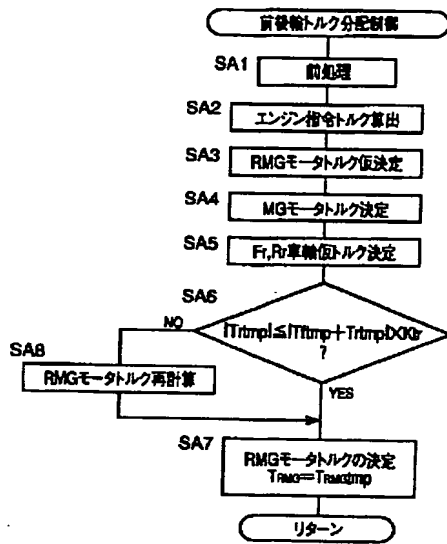
【图8】



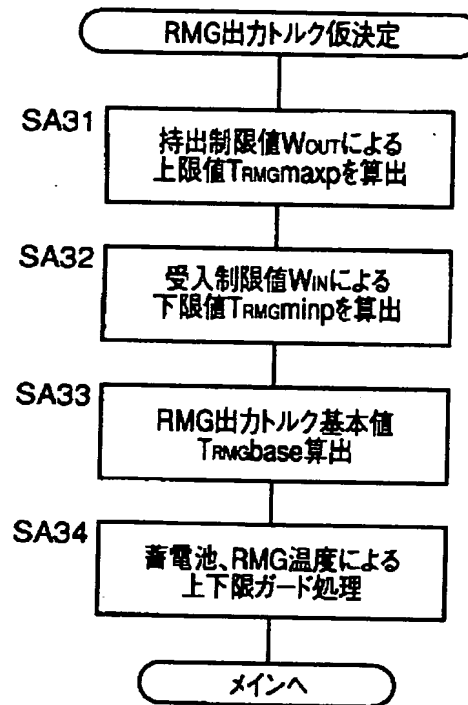
【図 10】



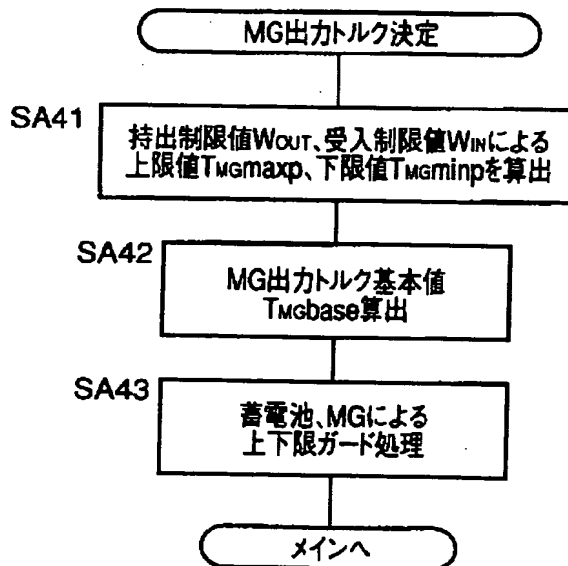
【図11】



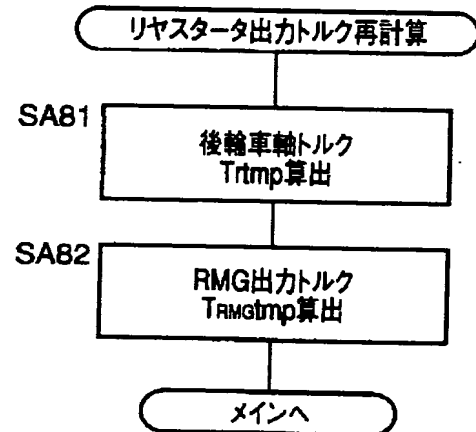
【図13】



【図14】



【図15】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.⁷
F 0 2 D 29/06
// B 6 0 K 6/02

識別記号

F I
F 0 2 D 29/06
B 6 0 K 9/00

テーマコード(参考)

D
E

F ターム(参考) 3D035 AA06
3D039 AA00 AB27 AC21 AC34 AC39
AC74
3G093 AA03 AA06 AA07 AA16 BA01
DA06 DB00 DB05 DB11 DB15
EB00 EC02
5H115 PG04 PI16 PI29 PU01 PU25
QE01 QE10 QE14 QE15 QE16
QH02 QI04 QI07 QN03 QN06
RB08 RB15 RE01 RE03 RE05
RE13 SE05 SE08 SJ12 SJ13
TB01 TE03 TI01 T004 T021
T023 T030 TR04 TU12 TZ01